

05.02.02
Г 813

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ГРЕЧИШКИН Виктор Филаретович

РАЗРАБОТКА ТЕОРИИ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ
ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА НЕФРИКЦИОННОЙ
БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин"

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Работа выполнена в Челябинском государственном техническом университете.

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
А.Ф.Дубровский.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Катков Н.П.,
доктор технических наук, профессор
Баженов С.П.

Ведущая организация: ВНИИредуктор

Защита состоится " 3 " июля 1991 г. в 15 часов на заседании специализированного Совета К 053.13.02 при Челябинском государственном техническом университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76, аудитория 244.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЧГТУ.

Автореферат разослан " 1 " июня 1991 г.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим направлять по указанному адресу.

Ученый секретарь
специализированного совета
к.т.н., доцент



В.В.Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В основных направлениях социально-экономического развития страны особое внимание обращается на интенсивное развитие машиностроения, массовое изготовление высокопроизводительной техники, переход к автоматизации всех стадий производственного процесса, широкое применение ресурсосберегающих технологий.

Одним из путей улучшения экономических характеристик, роста производительности труда и точности воспроизведения технологических процессов является применение в приводах машин и механизмов бесступенчатых регулируемых передач. Здесь большие перспективы открывает использование механических бесступенчатых нефрикционных передач непрерывного действия (НПНД). Данные передачи компактны, просты в изготовлении. Для них характерны стабильность рабочих характеристик, в частности устанавливаемых передаточных отношений, и большие возможности в плане увеличения диапазона регулирования. Основным звеном НПНД, определяющим кинематические и динамические характеристики, а также ее нагрузочную способность и долговечность, является зубчатый преобразующий механизм (ПМ).

В процессе проектирования передачи всегда ставится вопрос о выборе параметров ПМ таким образом, чтобы улучшить эксплуатационные характеристики НПНД: увеличить диапазон регулирования, снизить неравномерность вращения и динамическую нагруженность основных деталей. Несоответствие эксплуатационных характеристик передачи возможным оптимальным значениям существенно снижает производительность машины, долговечность и эффективность ее использования. В настоящее время отсутствует теория расчета рабочих характеристик НПНД, учитывающая влияние числа и формы зубьев зубчатого колеса, а также податливость рабочих тел ПМ. Это затрудняет оптимизацию параметров ПМ, направленную на увеличение диапазона регулирования, снижение неравномерности вращения и динамической нагруженности основных деталей передачи. В связи с изложенным, тематика работы представляется актуальной.

Данная работа является составной частью комплексных исследований, проводимых Челябинским государственным техническим университетом, включенных в координационные планы НИР АН СССР по проблеме "Теория машин и систем машин" на 1986-1990 г.г. (тема I.II.I.5; I.II.I.7), а также в план НИР института по темам:

"Комплексный анализ и совершенствование конструкции унифицированной бесступенчатой передачи переменной структуры (вариатора) привода топок в плане повышения нагрузочной способности и надежности" (№ ГР 01350014673) и "Разработка унифицированного вибратора и механического бесступенчатого привода наплавочного станка" (№ ГР 01360041237). Последняя работа проводилась согласно постановлению Совета Министров СССР от 1.02.79 г. МП4 "О развитии производственных мощностей по восстановлению изношенных деталей автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин".

Цель работы. Работа посвящена созданию конструкции и основ оптимального проектирования параметров зубчатого преобразующего механизма бесступенчатой нефрикционной передачи непрерывного действия.

Научная новизна работы. Разработана математическая модель ПМ, учитывающая число и форму зубьев колеса, податливость рабочих тел.

Получены аналитические зависимости для определения диапазона регулирования, неравномерности, вращения и коэффициента динамичности нагрузки на рабочие тела, позволяющие исследовать влияние параметров ПМ на его кинематические и динамические характеристики.

Сформулированы критериальные функции, характеризующие диапазон регулирования и неравномерность вращения ведомого звена, позволяющие провести оптимизацию параметров ПМ.

Установлены ориентировочные значения критических частот вращения ведущего звена ПМ, соответствующих условию возникновения параметрического резонанса.

Практическая ценность. Разработаны усовершенствованные конструкции ПМ и его зубчатого колеса (а.с. №1381292, а.с. №1395886). На базе серийного вращателя наплавочного станка УД-209 разработана принципиально новая конструкция универсального бесступенчатого привода с использованием НПНД (а.с. №1525377).

Разработаны алгоритмы расчета оптимальных параметров зубчатого колеса и предложена инженерная методика выбора основных параметров ПМ. Получены практические рекомендации по эксплуатации ПМ и НПНД.

Реализация в промышленности. Результаты диссертационной работы, а именно, конструкция ПМ, его зубчатого колеса и расчет параметров ПМ были использованы при проектировании и изготовлении опытно-промышленной партии НПНД на Кузинском машиностроительном

заводе в приводе колосникового полотна топки ТНУ, а также на заводе ПО "Росагропромдеталь" г. Челябинска в приводе ходового винта универсального наплавочного станка УД-209. Общий экономический эффект от внедрения составит 90 тыс. руб.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на:

- научно-технических конференциях Челябинского государственного технического университета, Челябинск, 1983-1990 г.г. (ежегодно);

- седьмой Всесоюзной научно-технической конференции по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью, Одесса, 1986 г.;

- областной научно-практической конференции "Участие молодых ученых и специалистов в реконструкции и модернизации предприятий, во внедрении новой техники и технологии", Челябинск, 1986 г.;

- IV Всесоюзном симпозиуме по теории реальных передач зацеплением, Курган, 1988 г.;

- научно-технической конференции "Прогрессивные технологические процессы и оборудование для отделки труб и трубных изделий", Челябинск, 1988 г.;

- заседании Западно-Сибирского филиала Всесоюзного семинара по ТММ, Новосибирск, 1989 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 12 печатных работ, получено 6 авторских свидетельств и 2 положительных решения ВНИПИЭ по заявкам №4433910/27, 4635634/25.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, общих выводов, списка использованной литературы, включающего 109 наименований, и 2-х приложений. Основной текст изложен на 167 страницах, иллюстрированных 62 рисунками на 42 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показаны актуальность, новизна, практическая значимость выполненной работы. Сформулированы положения, выносимые на защиту.

В первой главе. Приведен краткий обзор существующих схем бесступенчатых передач. Отдельно рассмотрены существующие схемы НПНД и зубчатых ПМ. Сделан анализ проведенных исследований с точки зрения выявления общих методов расчета рабочих характеристик ПМ и передачи в целом. Рассмотрены работы А.Ф. Дубровского, В.И. Ди-

митрова, А.Л. Колесникова, В.А. Яковлева, А.И. Леонова, А.Н. Мельника, А.Е. Кроппа, Ю.В. Янчевского, А.Н. Прудникова, В.Л. Вейца, Е.Я. Антоюка и ряда других авторов. Результаты которых легли в основу разрабатываемой модели и методов расчета.

В существующей теории расчета ПМ НПНД рассматривался как идеальный механизм, звенья которого не деформируются, зазоры в кинематических парах отсутствуют, число зубьев зубчатого колеса условно принимается равным бесконечности и соответственно, процесс переключения рабочих тел протекает мгновенно. Данная модель не учитывает число и форму зубьев зубчатого колеса, а также податливость рабочих тел, что не позволяет определить диапазон регулирования, снижает точность расчета рабочих характеристик и затрудняет выбор параметров ПМ.

Поэтому, исходя из вышеизложенного, в диссертационной работе были поставлены следующие основные задачи:

- разработка новой конструкции ПМ и его зубчатого колеса;
- разработка модели ПМ, учитывающей число и форму зубьев зубчатого колеса, а также податливость рабочих тел;
- исследование процесса переключения, определение максимальных нагрузок, воспринимаемых рабочими телами;
- расчет основных параметров ПМ на основе критериальных функций, характеризующих диапазон регулирования и неравномерность вращения ПМ.

Вторая глава посвящена краткому анализу разработок конструкций ПМ и его зубчатого колеса (а.с. №1381292 и а.с. №1395886).

На рис. I показано зубчатое колесо по а.с. №1381292, у которого с целью уменьшения неравномерности вращения ведомого звена и увеличения диапазона регулирования, рабочая поверхность зуба имеет цилиндрическую форму, что позволяет рабочему телу практически сразу после обхода вершины зуба войти в контакт с зубчатым колесом и существенно уменьшить динамические нагрузки при переключении.

Кроме того, во второй главе также рассматриваются некоторые вопросы кинематики и синтеза идеального ПМ, учитывающие направление вращения ведущего звена.

В третьей главе построена математическая модель реального ПМ, учитывающая число и форму зубьев зубчатого колеса. Получены аналитические зависимости для определения диапазона регулирования и неравномерности вращения, на основании которых разработаны алгоритмы расчета оптимальных параметров ПМ.

Модель корпусного ПМ показана на рис. 2. Она содержит: ведущее

звено - эксцентрик OS ; ведомое звено - зубчатое колесо SA ; рабочие тела $A_i B_i$ - равномерно расположенные по окружности обоймы OB , жестко связанной с корпусом передачи ($\varphi_i = const$).

ПМ работает следующим образом. При значении эксцентриситета $OS=0$ ведомое звено неподвижно. С увеличением эксцентриситета OS от нуля до некоторого значения OS_1 , определяющего зону нечувствительности ПМ, вращение ведущего звена приводит к сложному плоскопараллельному движению ведомого звена SA , которое при этом не вращается ($\gamma_i = const$), так как рабочие тела совершают перемещения в пределах полки зуба зубчатого колеса, не взаимодействуя с его рабочей поверхностью. Передаточное отношение ПМ i при этом остается равным нулю (здесь и в дальнейшем под передаточным отношением будет пониматься отношение угловой скорости вращения ведомого звена к ведущему). Дальнейшее изменение величины OS приводит к взаимодействию рабочих тел с зубьями зубчатого колеса и, соответственно, вращению ведомого звена SA . С увеличением эксцентриситета угловая скорость ведомого звена также увеличивается.

Расчетная схема реального ПМ (рис. 2) представляет собой совокупность элементарных ПМ, четырехзвенников $OSA_i B_i$, последовательно в определенном порядке взаимодействующих с зубчатым колесом. Порядок взаимодействия рабочих тел определяется необходимым и достаточным условиями переключения. Необходимое условие определяется из кинематики ПМ, а достаточное - параметрами зубчатого колеса. Кинематическая модель реального ПМ состоит из системы уравнений элементарных ПМ

$$\begin{aligned} \mu_0 \cos \theta - \mu_2 \cos \gamma_i - \mu_1 \sin(\alpha_i + \varphi_i) + \sin \varphi_i &= 0, \\ \mu_0 \sin \theta + \mu_2 \sin \gamma_i + \mu_1 \cos(\alpha_i + \varphi_i) - \cos \varphi_i &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

необходимого условия переключения

$$\gamma_j = \max \gamma_i \quad (2)$$

и достаточного условия переключения

$$|\gamma_j - \gamma_i| \frac{z}{2z} = \kappa, \quad (\kappa = 1, (z-1)). \quad (3)$$

Здесь: $\alpha_i, \beta_i, \varphi_i$ - внутренние углы элементарного ПМ $OSA_i B_i$ (см. рис. 2); n - число рабочих тел; θ - угол поворота ведущего звена OS ; γ - угол поворота ведомого звена SA ; j - порядковый номер ведущего ПМ. $\mu_0 = OS/OB$; $\mu_2 = SA/OB$, $\mu_1 = AB/OB$ - безразмерные

геометрические параметры; Z - число зубьев зубчатого колеса.

При составлении модели были приняты следующие допущения: звенья ПМ не деформируются, выполнены абсолютно точно, процесс переключения рабочих тел протекает мгновенно, положение любого звена ПМ однозначно определяется в зависимости от угла поворота ведущего звена.

На основе анализа данной модели получены аналитические зависимости для определения значений среднего передаточного отношения i_k и соответствующих им значений управляемого параметра μ_e^k , при которых необходимое и достаточное условия выполняются одновременно

$$i_k = \left(E\left(\frac{Z}{n}\right) + k \right) \frac{n}{Z} - 1, \quad (4)$$

$$\mu_e^k = \frac{kZ}{n} \cdot \frac{\mu_2 \sin \beta_0}{\sin\left(k \frac{Z}{n}\right)} \cdot i_k,$$

i_{cp} реального ПМ

$$i_{cp} = i_0 \frac{n}{kZ} \sin\left(k \frac{Z}{n}\right) \cos(k \Delta \theta), \quad \forall \mu_e \in [\mu_e^k, \mu_e^{k+1}] \quad (5)$$

неравномерности вращения ведомого звена δ

$$\delta = \frac{kZ}{n} \cdot \frac{1 - \cos k\left(\frac{Z}{n} + \Delta \theta\right)}{\sin\left(k \frac{Z}{n}\right) \cos(k \Delta \theta)}, \quad (6)$$

и диапазона регулирования D

$$D = \frac{n}{kZ} \cdot \frac{\mu_e^{k_{max}}}{\mu_2 \sin \beta_0} \cdot \frac{\sin\left(k \frac{Z}{n}\right) \cos\left(k \Delta \theta^{k_{max}}\right)}{\left[E\left(\frac{Z}{n}\right) + 1 \right] \cdot \frac{n}{Z} - 1}. \quad (7)$$

Здесь E - неэлементарная функция, целая часть дроби $\left(\frac{Z}{n}\right)$;

n - число рабочих тел, участвующих в работе; k - коэффициент, учитывающий направление вращения ведомого звена; i_0, β_0 - постоянные коэффициенты, характеризующие передаточное отношение идеального ПМ; $\Delta \theta = \arccos\left(\frac{\mu_e^k}{\mu_e}\right)$ - угол поворота ведущего звена, определяющий смещение точек переключения рабочих тел идеального и реального ПМ.

Полученные формулы (4), (6) и (7) позволили получить критериальные функции и разработать алгоритмы расчета для проведения оптимизации параметров ПМ в зависимости от назначения и ус-

ловий работы передачи. На рис. 3 и 4 приведены зависимости критеріальных функций $I_1(n, z)$ и $I_2(n, z)$, характеризующих диапазон регулирования и максимальное значение, неравномерности вращения ведомого звена.

В четвертой главе разработаны физическая и математическая модели ПМ с упругими рабочими телами. Введение податливости рабочих тел позволяет более точно определить начало и окончание процесса переключения, учесть динамические свойства реального ПМ, что особенно важно при расчете нагрузок на рабочие тела.

При создании физической модели ПМ с упругими элементами были сделаны следующие допущения: рабочие тела моделируются линейно-упругим элементом, остальные звенья ПМ абсолютно жесткие тела; моменты инерции рабочих тел (находящихся в зацеплении с зубчатым колесом) относительно оси их крепления пренебрежимо малы, силы трения и диссипации энергии в системе не учитываются.

Физическая модель (рис. 5) состоит из ведущего звена (соответственно варианту механизма им могут быть звенья OS, OS, SA и OB), ведомого звена (SA, OB, OB, SA) и невращающегося звена (OB, SA, OS, OS), упругих рабочих тел (звенья $A_j B_j$) и зубчатого колеса (звено SA). Вращающий момент от двигателя через ведущее звено передается на упругие рабочие тела, которые деформируются за счет опоры на корпус через невращающиеся звено и действия момента сопротивления, и в свою очередь приводят во вращение ведомое звено.

Математическое описание модели было проведено на основе уравнений Лагранжа второго рода с множителями:

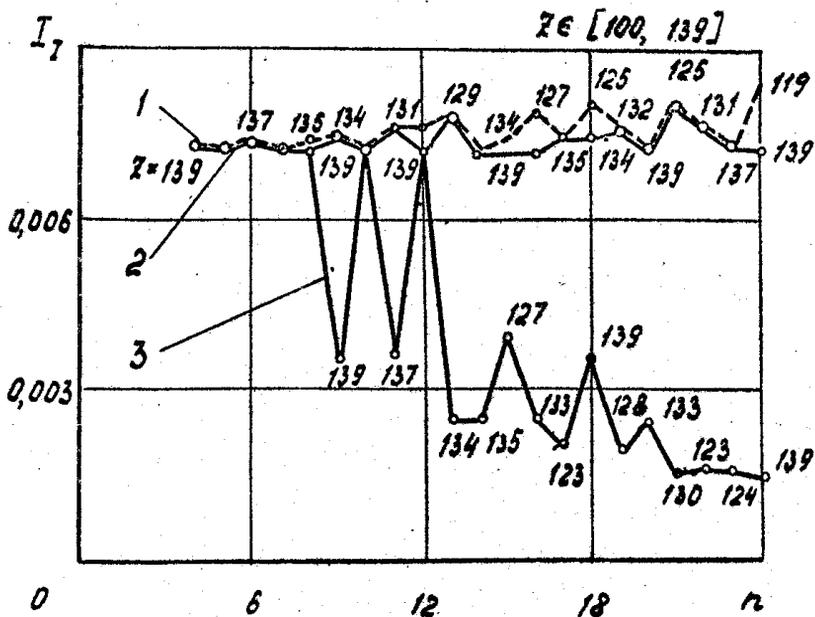
$$J_1 \ddot{\theta} = M_1 - \mu_e G_0 \cos \theta + \mu_e \sum_{i=1}^{K_1} [A_{ji} (\mu_e \sin(\gamma_{ji} + \theta) - \cos(\theta - \varphi_{ji}))],$$

$$J_2 \ddot{\gamma} = -M_2 + \mu_e \sum_{i=1}^{K_1} [A_{ji} (\mu_e \sin(\gamma_{ji} + \theta) - \cos(\gamma_{ji} + \varphi_{ji}))], \quad (8)$$

$$J_4 \ddot{\varphi} = -M_4 + \sum_{i=1}^{K_1} [A_{ji} (\mu_e \cos(\theta - \varphi_{ji}) - \mu_e \cos(\gamma_{ji} + \varphi_{ji}))],$$

где, например, для корпусного ПМ (рис. 5) J_1 - момент инерции ведущего вала и приведенных к нему масс эксцентрика, промежуточных шестерен и двигателя относительно оси ПМ; J_2 - момент инерции ведомого вала и приведенных к нему масс ведомых элементов и преобразователя типа $i_w = 1$ относительно оси ПМ; J_4 - момент инерции ведомого вала и приведенных к нему масс ведомых элементов и

Значения Z_{opt} для критериальной функции $I_1(n, z)$



1, 2—аналитические зависимости; 3—расчет на ЭВМ;

Рис. 3

Значения Z_{opt} для критериальной функции $I_2(n, z)$

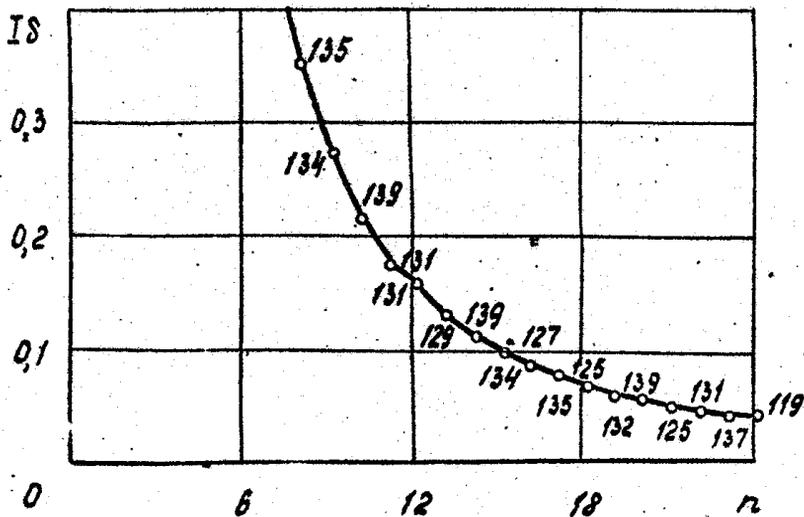


Рис. 4

преобразователя типа $i_w = 1$ относительно оси ПМ; J_4 - момент инерции неподвижной обоймы ПМ; $M_2 = M_C$ - момент сопротивления; G_0 - вес звена SA ; K_1 - число рабочих тел, передающих нагрузку; C - жесткость рабочих тел; R - радиус звена OB ; μ_{ji} - безразмерный параметр, характеризующий длину рабочего тела в деформированном состоянии; θ, r, φ - обобщенные координаты; $M_1 = M_g$ - момент двигателя; $A_{ji} = CR^2(\mu_L/\mu_{ji} - 1)$.

Алгоритм расчета характеристик упругого ПМ с использованием системы дифференциальных уравнений в основном аналогичен алгоритму реального ПМ. Отличием является нахождение параметра K_1 , определяющего структуру уравнений системы. Для чего дополнительно к условиям (2) и (3) вводятся условия выхода из зацепления рабочего тела

$$\mu_{ji} \geq \mu_L.$$

В пятой главе с целью исследования нагрузок, воспринимаемых рабочими телами при переключении рассматриваются квазилинейные дифференциальные уравнения движения корпусного ПМ ($\varphi = const$, $M_1 = M_g, M_2 = M_C$) на стационарных режимах ($\dot{\theta} = const, \mu_e = const$).

$$\ddot{\theta} = f(\theta, r, \mu_e) + \mu_e F(\theta, r, \mu_e), \quad (9)$$

Здесь $f(\theta, r, \mu_e)$ и $F(\theta, r, \mu_e)$ - функции, зависящие от параметров привода и положений ведущего и ведомого звена.

Так как уравнения имеют физический малый параметр $\mu_e \ll \mu_2 \vee \mu_2 \ll 1$, то для нахождения приближенного решения применяем метод малого параметра. Решение уравнений ищем в виде ряда

$$\theta(t, \mu_e) = \theta_0(t) + \mu_e \theta_1(t) + \dots + \mu_e^n \theta_n(t) + \dots,$$

при этом функцию $f(\theta, r, \mu_e)$ представляем в виде ряда по степеням $(\theta - \theta_0)$ и μ_e , а функцию $F(\theta, r, \mu_e)$ в виде ряда по степеням $(\theta - \theta_0(t))$ и μ_e .

На основании полученного приближенного решения определены аналитические зависимости для времени переключения и максимальной нагрузки, воспринимаемой рабочими телами при переключении, рассчитаны фазовые траектории движения упругого ПМ, даны рекомендации по выбору параметров ПМ, и из области не кратных чисел, позволяющие снизить нагруженность рабочих тел и зубьев зубчатого колеса. При-

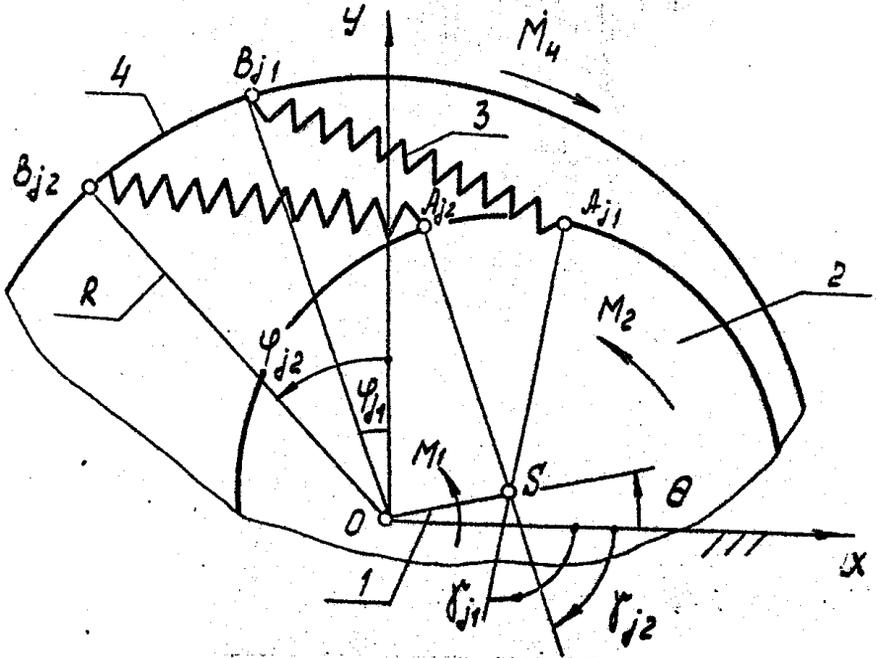
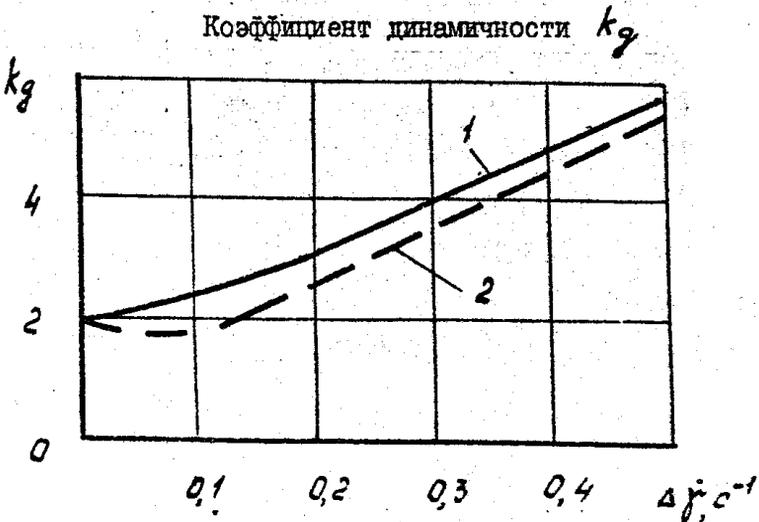


Рис. 5



1—аналитическая зависимость; 2—расчет на ЭВМ:

Рис. 6

ведение дифференциальных уравнений порождающей системы к уравнению Хилла с функцией возбуждения, изменяющейся по закону квази-прямоугольного синуса, позволило также определить ориентировочные значения критических частот вращения ведущего звена ПМ, соответствующих условию возникновения параметрического резонанса.

Сравнение аналитической зависимости k_g с результатами расчета на ЭВМ приведены на рис.6.

В шестой главе приводятся результаты экспериментальных исследований корпусного ПМ. Целью исследований является проверка основных теоретических положений и оценка сделанных при этом допущений.

Для проведения экспериментальных исследований был разработан стенд, включающий электродвигатель, бесступенчатую передачу с корпусным ПМ и выходным преобразователем типа $i_w = 1$, электропорошковый тормоз, тензоусилитель, светолучевой осциллограф, блок сопротивлений и другую контрольно-измерительную, регистрирующую и согласующую аппаратуру.

Измерялись следующие величины: средние угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов, время, положение эксцентрика относительно корпуса, нагрузки на рабочие тела, момент сопротивления. Вся информация фиксировалась на ленте осциллографа.

Варьируемыми параметрами являлись: эксцентриситет промежуточного вала μ_e , число и форма зубьев зубчатого колеса. Эксперимент проводился в два этапа. На первом этапе проводилась проверка гипотезы математической модели $i(\mu_e)$ результатам эксперимента по F - критерию Фишера. На втором этапе строилась квадратичная регрессионная модель зависимости коэффициента динамической нагрузки на рабочее тело от начальных условий переключения.

Построенные модели оказались адекватными и работоспособными. Относительная погрешность при определении среднего передаточного отношения не превышала 10%, коэффициента динамичности 30%.

В приложении содержатся: методика расчета параметров ПМ, программы для ЭВМ и справки о внедрении.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Использование разработанных конструкций ПМ и его зубчатого колеса позволило создать простую и надежную конструкцию бесступенчатой передачи, существенно в 1,5...2 раза увеличить диапазон регулирования и на 20...30% снизить динамическую нагружен-

ность основных деталей.

2. Разработана математическая модель реального ПМ, учитывающая число и форму зубьев зубчатого колеса, а также податливость рабочих тел, что позволяет исследовать процесс переключения и определить диапазон регулирования, зависимость неравномерности вращения от величины управляемого параметра μ_e и величину максимальной нагрузки, воспринимаемой рабочими телами ПМ.

3. Теоретические исследования кинематики реального ПМ позволили получить аналитические зависимости для среднего передаточного отношения i_{cp} , зоны нечувствительности $I, (\mu_e)$, диапазона регулирования D и неравномерности вращения δ , а также установить следующее:

- основными параметрами, наиболее существенно влияющими на рабочие характеристики ПМ является величина управляемого параметра μ_e , число рабочих тел n , число и форма зубьев зубчатого колеса z ;

- с целью увеличения диапазона регулирования и уменьшения неравномерности вращения ведомого звена целесообразно применять зубчатые колеса, зубья которых имеют цилиндрическую или близкую к ней рабочую поверхность;

- зависимости $D(n, z)$ и $\delta(\mu_e, z, n)$ носят разрывный характер по каждому из аргументов и имеют множество локальных экстремумов;

- с целью сокращения времени счета и повышения возможности реализации предложенных алгоритмов определения оптимальных параметров n_{opt} и z_{opt} , диапазон изменения значений ($z \in [z_{min}, z_{max}]$) может не превышать значения $(2...3)n_{max}$, при этом определение z_{max} целесообразно производить из расчета на прочность;

- использование априорной информации, полученной при исследовании критериальных функций также позволяет в $(z_{max} - z_{min} + 1)$ раз уменьшить объем вычислений по сравнению с полным перебором значений n и z .

4. Теоретические исследования динамики реального ПМ на основании приближенного решения методом малого параметра квазилинейного уравнения движения корпусного ПМ позволили установить следующее:

- аналитические зависимости для определения зоны нечувствительности упругого ПМ (целесообразно, чтобы $\mu_e^{ypp} \ll \mu_e'$);

- аналитические зависимости для определения коэффициента динамичности k_d нагрузки на рабочие тела;

- ориентировочные значения критических частот вращения ведущей

го ПМ, соответствующих условию возникновения параметрического резонанса;

- с целью равномерного распределения числа циклов нагружения между рабочими телами и зубьями зубчатого колеса целесообразно выбирать значения λ и Z из области не кратных чисел.

5. Оценка адекватности разработанных математических моделей на экспериментальном стенде показала, что относительная погрешность при определении среднего передаточного отношения не превышает 10%, а коэффициента динамичности 30%. Это свидетельствует о пригодности данных моделей для исследования кинематических и динамических характеристик, а также для выполнения практических расчетов при проектировании зубчатых ПМ.

6. В результате проведенных исследований предложена методика проектирования зубчатого ПМ с рекомендациями по его эксплуатации, а также предложены новые конструкции ПМ, которые признаны изобретениями и обеспечивают увеличение диапазона регулирования и снижение динамической нагруженности основных деталей.

7. Разработанные методика и конструкции были использованы при проектировании НПНД привода колосникового полотна топки ТНУ и в бесступенчатом приводе универсального наплавочного станка УД-209. Кроме того, данные разработки могут быть использованы, например, при проектировании приводов подач металлорежущих станков, а также зубчатых механизмов свободного хода.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Гречишкин В.Ф. Выбор оптимальных параметров зубчатого колеса преобразующего механизма механической бесступенчатой нефрикционной передачи непрерывного действия // Седьмая Всесоюзная научно-техническая конференция по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью: Тез: докл. - Одесса. - 1986. - с. 159.

2. Гречишкин В.Ф. Исследование влияния параметров зубчатого колеса преобразующего механизма на кинематические характеристики механической бесступенчатой нефрикционной передачи. - Челябинск, 1986. - 9 с. - Деп. в ВНИИТЭМР 20.10.86, №426 МШ.

3. Гречишкин В.Ф. К исследованию одной из схем преобразующего механизма бесступенчатой передачи // Сб. научн. тр. Владим. политехн. института. - 1985. - с. 56-61.

4. Гречишкин В.Ф. Некоторые вопросы синтеза преобразующего

механизма бесступенчатой нефрикционной передачи // Седьмая Всесоюзная научно-техническая конференция по управляемым и автоматическим приводам и передачам гибкой связью: Тез. докл. - Одесса. - 1986. - с.152.

5. Гречишкин В.Ф. Обобщенная математическая модель преобразующего механизма с упругими рабочими телами. - Челябинск, 1988. - II с. - Деп. в ВНИИТЭМР 25.01.88. №29 МШ.

6. Гречишкин В.Ф. Расчет кинематических характеристик преобразующего механизма зубчатой бесступенчатой передачи нового принципа действия. - Челябинск, 1984. - 8 с. - Деп. ВНИИТЭМР 11.03.85 №95 МШ.

7. Гречишкин В.Ф. Синтез преобразующего механизма из условия ограничения угла передачи в период рабочего хода. - Челябинск, 1987. 13 с. - Деп. в ВНИИТЭМР 15.06.87, №279 МШ.

8. Гречишкин В.Ф., Ситников П.Л., Чернов М.Ю. Механическая бесступенчатая нефрикционная передача привода наплавочного станка // Участие молодых ученых и специалистов в реконструкции и модернизации предприятий, по внедрению новой техники и технологии: Тез. докл. обл. науч.-практ. конф. 23-24 октября 1986 г. - Челябинск, 1986. - с.13.

9. Гречишкин В.Ф. Снижение ударных нагрузок при переключении рабочих тел преобразующего механизма механической бесступенчатой нефрикционной передачи на заданном диапазоне регулирования // Сб. научн. тр. /Владим. политехн. институт. - 1989. - с.82-86.

10. Некоторые результаты экспериментальных исследований зубчатых преобразующих механизмов и механических бесступенчатых передач на их основе /А.Ф.Дубровский, В.И.Димитров, А.Л.Колесников, В.Ф.Гречишкин //IV Всесоюз. симпозиум по теории реальных передач зацеплением: Тез. докл. - Курган; 1988 - с.119.

11. А.с. 1240984 СССР, МКИ F 16 H 29/02. Импульсный вариатор /А.Л.Колесников, В.Ф.Гречишкин, В.И.Димитров (СССР). - 2 с.: ил.

12. А.с. 1331292 СССР, МКИ F 16 H 29/02. Импульсный вариатор /В.Ф.Гречишкин (СССР). - 5 с.: ил.

13. А.с. 1395886 СССР, МКИ F 16 H 29/08. Преобразующий механизм /В.Ф.Гречишкин, А.Л.Колесников, В.И.Димитров (СССР). - 3 с.: ил.

14. А.с. 1404709 СССР, МКИ F 16 H 3/60, 31/00. Бесступенчатая передача /А.Л.Колесников, В.Ф.Гречишкин, В.И.Димитров (СССР)

4 с.: ил.

15. А.с. 1525377 СССР, МКИ F 16 H 29/22. Механическая бесступенчатая передача /В.Ф.Гречишкин, В.И.Димитров, А.Л.Колесников (СССР). - 3 с.: ил.

Подписано к печати 23.05.91. Формат 60X90 1/16. Печ. л. I.
Уч.-изд. л. I. Тираж 100 экз. Заказ 132/348.

УОП ЧГТУ. 454080. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.